

УДК 621.83.062.1

© А.П. Кожушко

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ З ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИМИ ТРАНСМІСІЯМИ

В роботі наведено зміну перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі, коефіцієнта корисної дії трансмісії та годинної витрати палива у процесі розгону колісного трактора з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями, що працюють за схемою «диференціал на виході», при виконанні технологічної операції «оранка» та різних законах зміни: коефіцієнта, який характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі, сили тяги на гаку.

КОЛІСНИЙ ТРАКТОР, РОЗГІН, ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНА ТРАНСМІСІЯ, ОРАНКА, СХЕМА «ДИФЕРЕНЦІАЛ НА ВИХОДІ».

Постановка проблеми. Із року в рік збільшується кількість колісних тракторів, обладнаних гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ). Це обумовлюється, перш за все, безступінчастим регулюванням швидкості, що в свою чергу, дає змогу вирішити основну проблему в сучасному тракторобудуванні – підвищення економічності та ефективності колісних тракторів при виконанні технологічних операцій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розглядаючи ГОМТ зі схемою «диференціал на виході», необхідно виділити трансмісії CNH, Esscom, VDC (Variable Double Clutch). Перевагою даних трансмісій є мала установча потужність гідроагрегатів, завдяки використанню декількох піддіапазонів [1].

В роботі [1] було проведено статичний аналіз ГОМТ, працюючих за схемою «диференціал на виході». Оберемо найкращі з них з точки зору максимального коефіцієнта корисної дії (ККД) трансмісії для подальшого дослідження.

На рис. 1 зображена структурна схема ГОМТ колісного трактора з колісною формулою 4К4 [1], з наступними параметрами: максимальна кутова швидкість двигуна внутрішнього згорання $\omega_0 = 2250$ об/хв, повна маса колісного трактора $m = 9000$ кг.

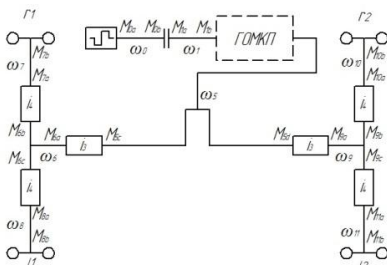


Рис. 1 – Структурна схема ГОМТ колісного трактора з колісною формулою 4К4

На рис. 2 зображені структурні схеми гідрооб'ємно-механічних коробок передач (ГОМКП), які обиралися з роботи [1] за критерієм максимального ККД трансмісії та мінімальної потужності двигуна внутрішнього згорання, котра необхідна для виконання технологічної операції «оранка». Обрані ГОМКП оснащуються планетарним механізмом з конструктивним параметром $k = -3$, двома циліндричними редукторами та двома регульованими гідромашинами. Робочий об'єм гідронасоса – 130 см^3 та робочі об'єми гідромоторів – 130 см^3 (рис. 2 (а)), 250 см^3 (рис. 2 (б)).

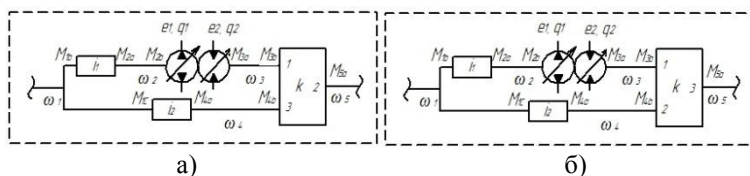


Рис. 2 – Структурна схема ГОМКП колісного трактора: а – схема ГОМКП з виходом потужності через коронну шестерню; б – схема ГОМКП з виходом потужності через водило

Процес розгону колісного трактора під час виконання технологічної операції «оранка» моделюється на основі публікацій [2–6]. Зокрема, матеріали з роботи [4–5] будуть використовуватись для складання математичної моделі двигуна внутрішнього згорання, яка буде враховувати завантаження двигуна внутрішнього згорання по крутному моменту, частоті обертання колінчастого вала, а також закон зміни коефіцієнта, що характеризує положення органу керування подачею палива. На основі робіт [2–3] буде моделюватись математична модель трансмісії, яка описуватиме динамічні процеси в ГОМТ та враховуватиме закони зміни параметрів регулювання гідромашин

гідрооб'ємної передачі (ГОП). В даній роботі також використовуватимуться доволі розповсюджені математичні моделі, що наведені у публікаціях [2–3, 6], які описують взаємодію коліс з опорною поверхнею.

Для визначення техніко-економічних показників машино-тракторного агрегату, а саме: годинної продуктивності та ККД машино-тракторного агрегату, а також годинної витрати палива двигуном внутрішнього згорання будуть використовуватись матеріали з робіт [7 – 8].

Метою даної роботи є аналіз результатів моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ, працюючих за схемою «диференціал на виході», під час виконання технологічної операції «оранка».

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- розглянути та проаналізувати розгін трактора з ГОМТ, працюючих за схемою «диференціал на виході»;

- визначити вплив законів зміни: коефіцієнта, що характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин ГОП, сили тяги на гаку на показники перепаду робочого тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива двигуном внутрішнього згорання трактора.

Результати дослідження. В результаті аналізу останніх досліджень було складено єдину математичну модель процесу розгону колісного трактора з ГОМТ у системі програмної реалізації Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink (рис. 3).

Дана програмна реалізація дозволяє змоделювати розгін трактора з навісним обладнанням та без нього (блок «Навісне обладнання») при різних кутах підйому земельної поверхні, змінювати параметри трансмісії (блок «Математична модель ГОМТ»), змінювати характеристики двигуна внутрішнього згорання (блок «Математична модель двигуна»), змінювати силу тяги на гаку (блок «Навісне обладнання») і т.п. Також слід зазначити, що змінювати час процесу розгону, відповідно швидкість руху, та значення сили тяги на гаку можна за допомогою блоків «Закон зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$)», «Закон зміни коефіцієнта $\varepsilon_r(t)$, який характеризує положення органу керування подачею палива» та «Закон зміни сили тяги на гаку», який залежить від зміни коефіцієнта $h_p(t)$, що характеризує процес заглиблення плуга в ґрунт, у процесі виконання технологічної операції «оранка».

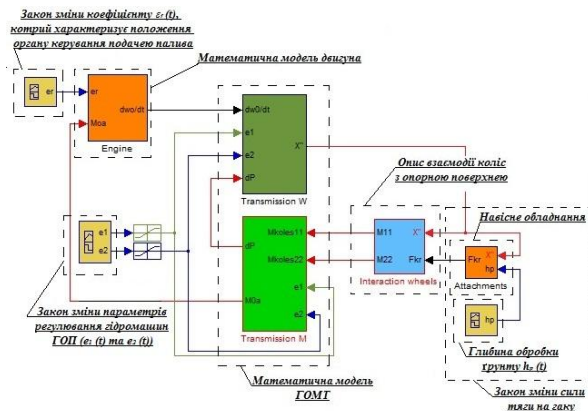


Рис. 3 – Програмна реалізація математичної моделі в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink

Універсальна математична модель для ГОМТ, які приведені на рис. 1 – 2, складається з наступної системи рівнянь:

– система рівнянь, що описує зміну кутових прискорень елементів ГОМТ:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_d = 0; \quad \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_1 = 0; \quad \dot{\omega}_1 - k \cdot \dot{\omega}_2^* + (k-1) \cdot \dot{\omega}_3^* = 0; \\ S_1 \cdot \dot{\omega}_1^* - S_1 \cdot \dot{\omega}_3^* - \dot{\omega}_3 = 0; \quad \dot{\omega}_1 \cdot i_1 - \dot{\omega}_2 = 0; \quad \dot{\omega}_1 \cdot i_2 - \dot{\omega}_4 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_{e1}^* + q_1 \cdot \omega_{e1}^* \cdot \dot{e}_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_{e2}^* - q_2 \cdot \omega_{e2}^* \cdot \dot{e}_2 = \\ = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{e1}^*|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{e2}^*|) \right) \cdot dP + \\ + \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{|\omega_{e1}^*|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{|\omega_{e2}^*|}{dt} \right) \cdot dP; \\ \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_6 = 0; \quad \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_9 = 0; \\ \dot{\omega}_6 \cdot i_4 - \dot{\omega}_7 = 0; \quad \dot{\omega}_6 \cdot i_4 - \dot{\omega}_8 = 0; \\ \dot{\omega}_9 \cdot i_4 - \dot{\omega}_{10} = 0; \quad \dot{\omega}_9 \cdot i_4 - \dot{\omega}_{11} = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

де $\dot{\omega}_i$ – кутове прискорення ланки; $\dot{\omega}_d$ – кутове прискорення ланки колінчастого вала двигуна; $\dot{\omega}_1^*$, $\dot{\omega}_2^*$, $\dot{\omega}_3^*$ – кутове прискорення ланки, пов'язаної з сонячною шестернею – «1», коронною шестернею – «2», водилом – «3»; k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду; S_1 – характерний параметр сателітів; $\dot{\omega}_s$ – кутове прискорення

сателіта; i_j – передавальне відношення редуктора; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин; $\dot{\omega}_{e1}^*, \dot{\omega}_{e2}^*$ – кутове прискорення ланки, яка пов’язана з валом гідронасоса та гідромотора; $\omega_{e1}^*, \omega_{e2}^*$ – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора; K_{iy}, C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i=1$) і для гідромотора ($i=2$); μ – коефіцієнт динамічної в’язкості; dP – перепад робочого тиску в ГОП;

– силові параметри ГОМТ описуються системою наступних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{1X^*} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{2X^*})} + M_{3X^*} = 0; \\ M_{1X^*} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{2X^*})} = 0; \\ M_{1b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; \\ M_{1c} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{1c})} + i_2 \cdot M_{4a} = 0; \\ M_{e1X^*} - e_1 \cdot q_1 \cdot dP = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{e1}^*); \\ M_{e2X^*} + e_2 \cdot q_2 \cdot dP = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{e2}^*); \\ M_{5c} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; \quad M_{5d} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_3 \cdot M_{9a} = 0; \\ M_{6b} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{6b})} + i_4 \cdot M_{7a} = 0; \quad M_{6c} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{6c})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; \\ M_{9b} \cdot \eta_5^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{9b})} + i_4 \cdot M_{10a} = 0; \quad M_{9c} \cdot \eta_5^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{9c})} + i_4 \cdot M_{11a} = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5c} + M_{5d} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} + M_{6c} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \\ M_{10a} + M_{10b} = 0; \quad M_{11a} + M_{11b} = 0, \end{array} \right. \quad (2)$$

де $M_{1X^*}, M_{2X^*}, M_{3X^*}$ – моменти на сонячній, коронній шестернях та водилі; η_{13}, η_{23} – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів; Θ – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\Theta=0$ – без урахування втрат, $\Theta=-1$ з урахуванням втрат у зубчастих зачепленнях); N_{mm} – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ) [2 – 3]; M_{mm} – моменти на

ланках ГОМТ; m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки; n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок [2 – 3]; η_j – ККД редуктора; M_{e1X^*} , M_{e2X^*} – моменти на валу гідронасоса і гідромотора; $\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту у гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [2 – 3], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1, q_2 і перепаду тиску dP .

Системи кінематичних (1) і силових (2) рівнянь вирішуються спільно.

Для розгляду процесу розгону колісного трактора з ГОМТ (рис. 1) зі схемами ГОМКП (рис. 2) в системі Matlab підсистеми моделювання Simulink були змодельовані, за допомогою блоку Signal Builder, закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП.

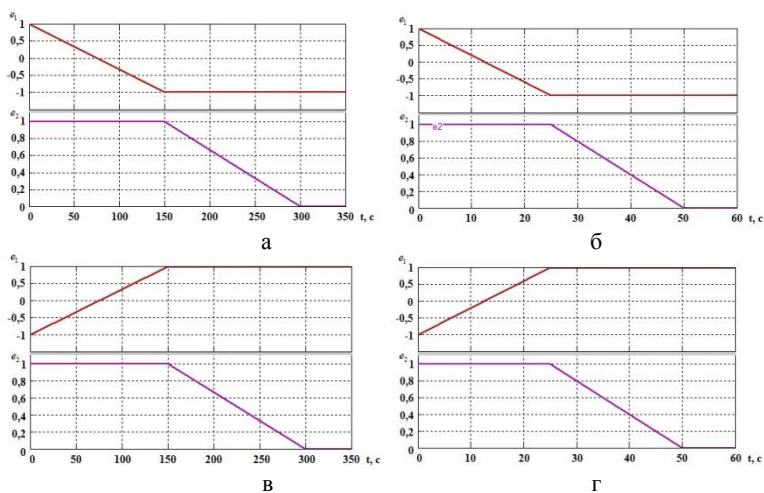


Рис. 4 – Закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$, $e_2(t)$) (залежність параметрів регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 від часу t): а – за період часу $t \in [0; 300]$ с. для схеми ГОМКП (рис. 2, а); б – за період часу $t \in [0; 50]$ с. для схеми ГОМКП (рис. 2, а); в – за період часу $t \in [0; 300]$ с. для схеми ГОМКП (рис. 2, б); г – за період часу $t \in [0; 50]$ с. для схеми ГОМКП (рис. 2, б)

Параметри $e_1(t)$ та $e_2(t)$, що наведені на рис. 4 (а, б), змінюються в межах $e_1 \in [-1; -1]$ та $e_2 \in [1; 0]$. На рис. 4 (в, г) наведені параметри $e_1(t)$ та $e_2(t)$, які змінюються в межах $e_1 \in [-1; 1]$ та $e_2 \in [1; 0]$. Також слід зазначити, що на рис. 4 (а, в) гідронасос змінюється за період часу $t_1 \in [0; 150]$ с., гідромотор – за період $t_2 \in [150; 300]$ с., а на рис. 4 (б, г) гідронасос змінюється за період часу $t_1 \in [0; 25]$ с., гідромотор – за період $t_2 \in [25; 50]$ с.

На рис. 5 наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, що характеризують положення органу керування подачею палива, які будуть змінюватись у межах $\varepsilon_r \in [0,46; 1]$. Зокрема, на рис. 5 (а) коефіцієнт $\varepsilon_r(t)$ змінюється за період $t_1 \in [0; 1]$ с.; на рис. 5 (б) – за період $t_2 \in [0; 150]$ с.; на рис. 5 (в) – за період $t_3 \in [0; 300]$ с.

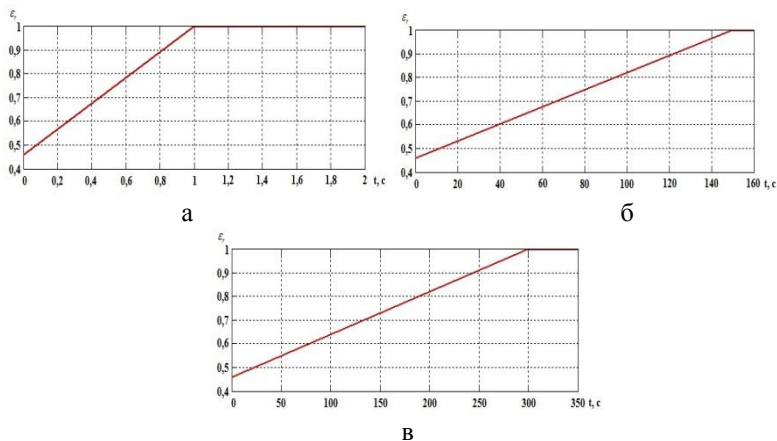


Рис. 5 – Закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, які характеризують положення органу керування подачею палива (залежність коефіцієнтів ε_r від часу t): а – за період $t_1 \in [0; 1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0; 150]$ с.; в – за період $t_3 \in [0; 300]$ с

На рис. 6 наведені зміни коефіцієнтів $h_p(t)$, які характеризують процес заглиблення плуга в ґрунт та, відповідно, і закон зміни сили тяги на гаку. Коефіцієнти $h_p(t)$ змінюються в межах

$h_p \in [0;1]$, на рис. 6 (а) за період $t_1 \in [0,5;1]$ с.; на рис. 6 (б) за період $t_2 \in [0,5;150]$ с.; на рис. 6 (в) за період $t_3 \in [0,5;300]$ с.

У зв'язку з тим, що трактор буде досягати швидкості 10 км/год, а максимальна глибина обробки ґрунту складатиме $h_{II} = 0,25$ м при виконанні технологічної операції «оранка», максимальне значення сили тяги на гаку буде дорівнювати $F_{kp} = 49,0$ кН.

Наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, які характеризують положення органу керування подачею палива (рис. 5) та сили тяги на гаку (рис. 6) використовуватимуться разом з законами зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, що наведені на рис. 4, а, в, для розгляду процесу розгону колісного трактора.

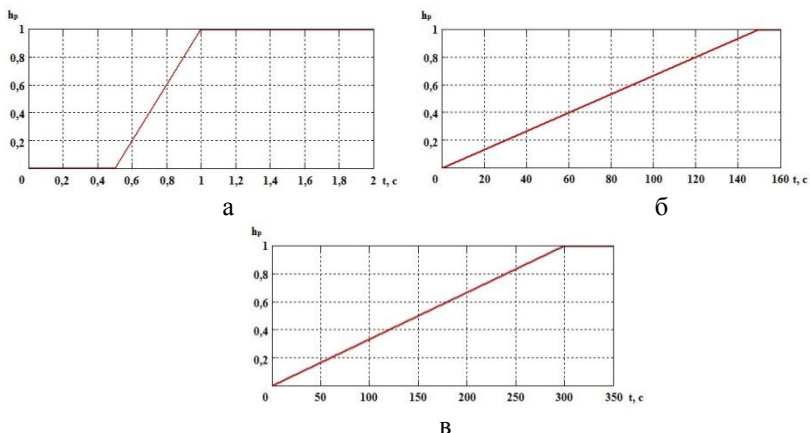


Рис. 6 – Закони зміни сили тяги на гаку (залежність коефіцієнта h_p від часу t): а – за період $t_1 \in [0,5;1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0,5;150]$ с.; в – за період $t_3 \in [0,5;300]$ с

На рис. 7 наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, що характеризують положення органу керування подачею палива, які будуть змінюватись у межах $\varepsilon_r \in [0,46;1]$. Зокрема, на рис. 7, а коефіцієнт $\varepsilon_r(t)$ змінюється за період $t_1 \in [0;1]$ с.; на рис. 7, б – за період $t_2 \in [0;25]$ с.; на рис. 7, в – за період $t_3 \in [0;50]$ с.

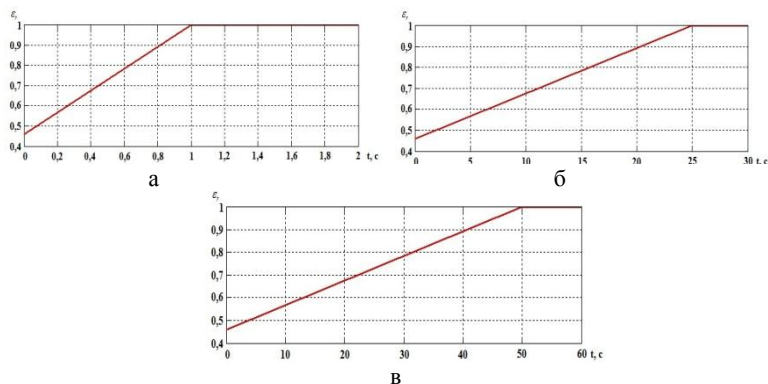


Рис. 7 – Закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, які характеризують положення органу керування подачею палива (залежність коефіцієнтів ε_r від часу t): а – за період $t_1 \in [0; 1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0; 25]$ с.; в – за період $t_3 \in [0; 50]$ с

На рис. 8 наведена зміна коефіцієнтів $h_p(t)$, які характеризують процес заглиблення плуга в ґрунт та, відповідно, і закон зміни сили тяги на гаку. Коефіцієнт $h_p(t)$ змінюється в межах $h_p \in [0; 1]$ на рис. 8, а за період $t_1 \in [0; 1]$ с.; на рис. 8, б за період $t_2 \in [0; 5; 25]$ с.; на рис. 8, в за період $t_3 \in [0; 5; 50]$ с.

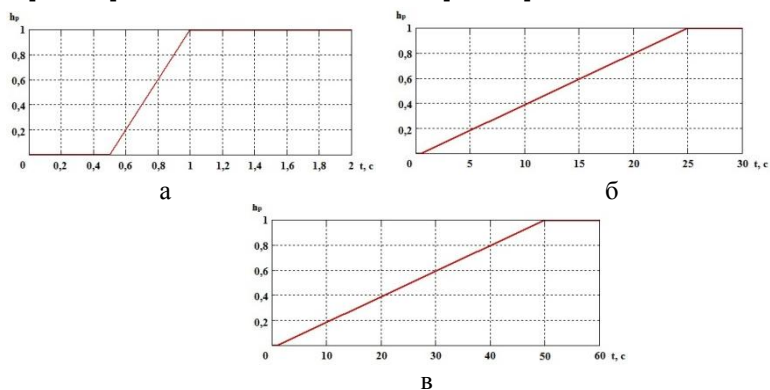


Рис. 8 – Закони зміни сили тяги на гаку (залежність коефіцієнта h_p від часу t): а – за період $t_1 \in [0, 5; 1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0, 5; 25]$ с.; в – за період $t_3 \in [0, 5; 50]$ с

Наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, які характеризують положення органу керування подачею палива (рис. 7) та сили тяги на гаку (рис. 8) використовуватимуться разом з законами зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, що наведені на рис. 4 (б, г), для розгляду процесу розгону колісного трактора.

В ході моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, наведеною на рис. 2 (а), при законах зміни, зображених на рис. 4, а, б – 8, максимальні результати перепаду тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива зведені в табл. 1. Для колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (б), при законах зміни зображених на рис. 4 (в, г) – 8, максимальні результати перепаду тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива зведені в табл. 2.

Таблиця 1 – Результати моделювання у процесі розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (а)

$e_1(t)$, с.	$e_2(t)$, с.	$\varepsilon_r(t)$, с.	$h_p(t)$, с.	t , с.	$ dP $, МПа	η_{TP}	Q_n , кг/год
[0;150]	[150;300]	[0;1]	[0,5;1]	187,5	13,85	0,8114	33,65
		[0;1]	[0,5;150]	187,5	13,85	0,8114	33,66
		[0;1]	[0,5;300]	187,0	11,88	0,7949	29,14
		[0;150]	[0,5;1]	238,0	25,83	0,7705	49,16
		[0;150]	[0,5;150]	238,0	25,72	0,771	49,13
		[0;150]	[0,5;300]	237,6	23,81	0,7652	45,57
		[0;300]	[0,5;1]	265,0	46,28	0,681	61,9
		[0;300]	[0,5;150]	265,0	46,19	0,6809	61,92
		[0;300]	[0,5;300]	264,7	45,3	0,6724	60,83
[0;25]	[25;50]	[0;1]	[0,5;1]	34,0	16,19	0,8057	36,65
		[0;1]	[0,5;25]	34,0	16,19	0,8057	36,66
		[0;1]	[0,5;50]	33,87	14,31	0,7929	32,59
		[0;25]	[0,5;1]	41,0	29,57	0,7547	53,9
		[0;25]	[0,5;25]	41,0	29,6	0,7545	53,94
		[0;25]	[0,5;50]	40,8	27,81	0,748	50,82
		[0;50]	[0,5;1]	44,25	50,38	0,6774	67,8
		[0;50]	[0,5;25]	44,25	50,34	0,6771	67,79
		[0;50]	[0,5;50]	43,9	49,29	0,6699	65,14

Таблиця 2 – Результати моделювання у процесі розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (б)

$e_1(t)$, с.	$e_2(t)$, с.	$\varepsilon_r(t)$, с.	$h_p(t)$, с.	t , с.	$ dP $, МПа	η_{TP}	Q_n , кг/год
[0;150]	[150;300]	[0;1]	[0,5;1]	195,5	11,58	0,8259	32,91
		[0;1]	[0,5;150]	195,5	11,64	0,8259	33,0
		[0;1]	[0,5;300]	195,5	10,17	0,8148	28,43
		[0;150]	[0,5;1]	245,5	21,51	0,7751	48,28
		[0;150]	[0,5;150]	245,5	21,52	0,775	48,29
		[0;150]	[0,5;300]	245,5	20,23	0,7753	45,45
		[0;300]	[0,5;1]	270,8	39,3	0,6118	64,78
		[0;300]	[0,5;150]	270,8	39,37	0,6119	64,72
		[0;300]	[0,5;300]	270,8	38,02	0,6024	63,93
[0;25]	[25;50]	[0;1]	[0,5;1]	35,75	13,96	0,8195	36,6
		[0;1]	[0,5;25]	35,75	13,96	0,8195	36,6
		[0;1]	[0,5;50]	35,75	12,5	0,8091	32,88
		[0;25]	[0,5;1]	41,0	25,64	0,7416	54,58
		[0;25]	[0,5;25]	41,0	25,65	0,7415	54,6
		[0;25]	[0,5;50]	41,0	24,24	0,7345	51,73
		[0;50]	[0,5;1]	44,75	45,45	0,6094	68,43
		[0;50]	[0,5;25]	44,75	45,43	0,6093	68,42
		[0;50]	[0,5;50]	45,0	44,32	0,5949	67,01

Висновки. В ході моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ, що працюють за схемою «диференціал на виході» було з'ясовано, що:

– при використанні законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$), які змінювались за період часу $t \in [0;50]$ с. замість $t \in [0;300]$ с. спостерігається збільшення на 22,9 % перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення на 5,26 % ККД трансмісії η_{TP} ; збільшення на 15,65 % годинної витрати палива Q_n ;

– при використанні законів зміни коефіцієнта $\varepsilon_r(t)$, який характеризує положення органу керування подачею палива, що змінюється за період часу $[0; 25]$ с. замість $[0; 1]$ с. спостерігається збільшення в 1,94 рази перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення

на 9,52 % ККД трансмісії η_{TP} ; збільшення в 1,57 рази годинної витрати палива Q_n ;

– при використанні законів зміни коефіцієнта $\varepsilon_r(t)$, який характеризує положення органу керування подачею палива, що змінюється за період часу [0; 50] с. замість [0; 1] с., спостерігається збільшення в 3,55 рази перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення на 25,24 % ККД трансмісії η_{TP} ; збільшення в 2,04 рази годинної витрати палива Q_n ;

– при використанні законів зміни сили тяги на гаку (коефіцієнта $h_p(t)$), який змінюється за період часу [0,5; 25] с. замість [0,5; 1] с., спостерігається несуттєве збільшення значень перепад тиску в ГОП dP та годинної витрати палива Q_n , а також зменшення значення ККД трансмісії η_{TP} , але при застосуванні закону зміни сили тяги на гаку (коефіцієнта $h_p(t)$), який змінюється за період часу [0,5; 50] с. замість [0,5; 1] с., спостерігається зменшення на 11,61 % перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення на 1,59 % ККД трансмісії η_{TP} ; зменшення на 11,08 % годинної витрати палива Q_n . Проте використання закону зміни сили тяги на гаку $h_p(t)$, який змінюється за період часу [0,5; 50] с. є неприпустимо, тому що безпосередньо зменшується значення сили тяги на гаку F_{kr} , а саме на 29,78 %.

Література

1. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на выходе” / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: «Прикладна механіка». – 2012. – № 3/7 (57). – С. 4 – 12.
2. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісних тракторів серії Fendt 900 Vario / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2013. – № 1 (61). – С. 4 – 11.
3. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісного трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з гідрооб’ємно-механічною трансмісією / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2012. – № 6 (60). – С. 15 – 19.

4. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Транспортне машинобудування». – 2012. – № 19. – С. 31 – 36.

5. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора / Кутьков Г.М. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

6. Самородов В.Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В.Б. Самородов, А.Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Автомобіле- та тракторобудування». – 2008. – № 58 – С. 11 – 20.

7. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка: по спец. «Механизация сел. хоз-ва» / С.А. Иофинов, Г.П. Лышко. – М.: Колос, 1984. – 351 с.

8. Судаков Н.Н. Лекции по эксплуатации машинно-тракторного парка и техническому обслуживанию / Судаков Н.Н. – Новгород: НГУ, 2010. – 101 с.

Рецензент д.т.н., проф. Є.М. Гецович